

润滑油剪切流动对发电机不稳定振动影响分析

李 振¹, 杨建刚², 陈慧慧¹, 何明圆¹, 王洪凯¹

(1. 福建福清核电有限公司, 福建 福清 350318; 2. 东南大学 能源与环境学院, 江苏 南京 211102)

摘要: 为研究核电站发电机组上发生的不稳定振动现象, 建立了考虑润滑油剪切流动热效应的转子动力学分析模型。采用一维能量平衡方程求解润滑油在轴承微小间隙内流动引发的轴颈温差, 将温差产生的等效热弯矩作用于转轴上, 得到了发电机组转子弯曲变形。采用有限元法建立了弯曲转子在不平衡力激励下的动力学模型。研究结果表明, 轴承间隙内润滑油剪切流动会导致轴颈截面出现温差。在核电机组轴承参数合理范围内, 温差会达到 10 °C, 其对振动的影响相当于发电机转轴上 G2.5 级不平衡量的影响。剪切流动产生旋转性不平衡量, 导致振动波动。其对振动的影响和润滑油黏度、轴承间隙、偏心率和不平衡力等因素有关。减小润滑油黏度、增大轴承间隙、减小偏心率和不平衡量可以减小不稳定振动。开展了调节润滑油温工程验证试验, 试验结果表明提高润滑油温以减小润滑油黏度, 有助于减小不稳定振动, 计算分析结果与工程实践结果一致。本研究建立的模型能够用于核电站发电机组不稳定振动分析。

关键词: 轴承; 热弯曲; 发电机; 温度梯度; 剪切流动

中图分类号: TL48; TM623.7

文献标志码: A

文章编号: 1000-6931(2024)S1-0149-08

doi: 10.7538/yzk.2024.youxian.0198

Analysis of Influence of Shear Flow of Lubricating Oil on Unstable Vibration of Generator Unit

LI Zhen¹, YANG Jiangang², CHEN Huihui¹, HE Mingyuan¹, WANG Hongkai¹

(1. Fujian Fuqing Nuclear Power Co., Ltd., Fuqing 350318, China;

2. School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 211102, China)

Abstract: In order to study the unstable vibration of generator unit in nuclear power plant, a rotor dynamics analysis model was established, in which the thermal effect induced by oil shear flow in bearing was considered. One-dimensional energy balance equation was used to solve the journal temperature difference caused by the flow of lubricating oil in the bearing small gap. The average journal temperature difference and its angle during a whirling cycle were obtained. The effect of cross-sectional temperature gradient on shaft bending deformation was calculated, and the equivalent bending moment was obtained. The equivalent bending moment was input to the shaft in finite element model, and the bending deformation of the generator shaft was calculated. The results show that the temperature difference of the journal is induced by the shear flow of lubricating oil in the bearing clearance. The temperature difference of the journal increases with the increase of journal eccentricity and bearing clearance. After the eccentricity of the journal increases to a certain extent and the bearing

clearance decreases to a certain extent, the temperature difference of the journal section increases rapidly, exhibiting typical nonlinear characteristics. If the amplitude of synchronous whirling orbit increases, the dynamic eccentricity increases and the cross-sectional temperature difference increases. Journal temperature difference of a certain nuclear power generation unit was calculated using the model. Within a reasonable range of bearing parameters in nuclear power units, the temperature difference can reach 10 °C. Its impact on vibration is equivalent to the impact of G2.5 level imbalance force on the generator. The periodic vibration fluctuation phenomenon that occurred on a certain type of nuclear power unit was introduced. Test shows that the fluctuation amplitude is related to the lubricating oil temperature. It is pointed that the journal temperature difference produces rotational unbalance, resulting in vibration fluctuation. Unstable vibration is related to lubricating oil viscosity, bearing clearance, eccentricity ratio and unbalanced force. The unstable vibration can be reduced by reducing the viscosity of lubricating oil, increasing the bearing clearance, reducing the eccentricity and unbalance. The engineering verification test of adjusting lubricating oil temperature was carried out. The test results show that increasing the temperature of lubricating oil to reduce the temperature viscosity of lubricating oil is helpful to reduce the unstable vibration. The analysis results by calculation are consistent with the engineering practice. The model established in this study can be used for the analysis of unstable vibration of nuclear power generator units.

Key words: bearing; thermal bow; generator; temperature gradient; shear flow

我国核电站大型汽轮发电机组普遍存在振动波动、振动爬升等不稳定振动现象,对机组安全运行产生了一定影响。不稳定振动故障机理复杂,故障原因不是很明确。针对核电机组上发生的该类不稳定振动,近年来国内开展了大量研究。张卫军等^[1]研究了 Arabelle 型核电机组典型振动故障,指出发电机转子热矢量会导致轴承振动出现较大变化。何斌等^[2]、杨璋等^[3]通过统计和调研发现,有 50% 的 Arabelle 型机组出现过周期性振动波动现象,运行中轴承振幅、相位呈周期性变化,周期约 4.5 h。通过密封瓦精细加工、轴承运行参数调整、动平衡减小转子涡动幅度等手段,缓解了机组长周期性波动现象。李振等^[4]分析了核电机组振动波动时的周期和幅度等特征,开展了氢温、油氢压差、油温等运行调整试验,通过动平衡方法解决了振动报警问题。王乃斌等^[5]研究了汽轮发电机组周期性振动现象,指出碳刷与转轴的碰摩是引起周期性振动的主要原因,通过对集电环刷架间隙调整和动平衡试验降低了轴承振动爬升趋势。李振等^[6]分析了核电机组严重摩擦时,振动不稳定时快速发散导致打闸情况。张文涛等^[7]研究了密封瓦对发电机组不稳定振动的影响,指出轴系振动波动与密封瓦浮动不畅有关。

不稳定振动影响因素众多,上述机组上发生的振动波动现象和程度也不完全相同。出现振动波动后,一般首先怀疑轴封等部件上发生的动静摩擦。但这类不稳定振动有相对共性的特征,振动状态和润滑油温、油压、流量等因素之间有一定关联性,难以用传统的干摩擦理论来解释。

近年来,滑动轴承润滑油剪切流动产生的莫顿效应正在得到重视^[8-9]。Jongh 等^[10]、Larsson^[11]和 Tong 等^[12]研究发现在轴承内油膜粘性剪切作用下,轴颈表面会出现温差。文献^[13-17]指出轴颈表面温差会造成轴颈临时性热弯曲,导致转子振动失稳。Faulkner 等^[18]和 Panara 等^[19]研究了由此引发的悬臂转子同步振动失稳现象,指出该现象突出表现在带悬臂的转子上。Kirk 等^[20]、季平等^[21]和廖位兵等^[22]建立了悬臂转子同步热不稳定分析模型,指出转子失稳由热不平衡和机械不平衡共同导致。

虽然国内外开展了大量研究,但针对的大多是简单转子模型,对实际转子的研究较少。对悬臂转子的研究较多,对核电机组这类发生在非悬臂端的不稳定振动的研究较少,不能深入地解释实际机组上发生的不稳定振动现象。

本文以核电汽轮发电机组为对象,考虑轴承

微小间隙内润滑油剪切流动产生的热效应, 建立转子-轴承动力学分析模型和转轴热弯曲计算模型, 据此研究这类热不稳定振动机理, 为开展轴承热不稳定振动研究提供参考。

1 数值模型

为了研究轴承微小间隙内润滑油剪切流动产生的热效应现象, 需要建立转子弯曲振动动力学模型、轴承热效应分析模型和转子弯曲求解模型。

1.1 弯曲转子动力学计算模型

将发电机组等效为如图1所示的转子-轴承系统, 考虑转子弯曲和不平衡耦合激励, 采用有限元法建立系统动力学方程, 如式(1)所示。

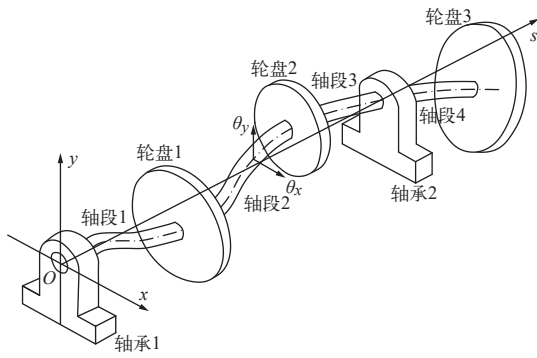


图1 转子-轴承系统分析模型

Fig. 1 Rotor-bearing model

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_1 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{U}}_1 \\ \ddot{\mathbf{U}}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{c}_{11} & \mathbf{c}_{12} + \mathbf{G}_1 \\ \mathbf{c}_{21} - \mathbf{G}_1 & \mathbf{c}_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{U}}_1 \\ \dot{\mathbf{U}}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{k}_{11} + \mathbf{K}_1 & \mathbf{k}_{12} \\ \mathbf{k}_{21} & \mathbf{k}_{22} + \mathbf{K}_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U}_1 \\ \mathbf{U}_2 \end{Bmatrix} = \Omega^2 \left(\begin{Bmatrix} \mathbf{Q}_{1c} \\ \mathbf{Q}_{2c} \end{Bmatrix} \cos \Omega t + \begin{Bmatrix} -\mathbf{Q}_{2c} \\ \mathbf{Q}_{1c} \end{Bmatrix} \sin \Omega t \right) + \mathbf{K}_1 \left(\begin{Bmatrix} \mathbf{r}_x \\ \mathbf{r}_y \end{Bmatrix} \cos \Omega t + \begin{Bmatrix} -\mathbf{r}_y \\ \mathbf{r}_x \end{Bmatrix} \sin \Omega t \right) \quad (1)$$

式中: Ω 为转动频率, rad/s; $\mathbf{r}_x$ 、 $\mathbf{r}_y$ 为转轴两个方向上的弯曲量分布, m; $\mathbf{M}_1$ 和 $\mathbf{K}_1$ 为转子系统整体质量矩阵和刚度矩阵; $\mathbf{G}_1$ 为回转矩阵; $\mathbf{c}_{ij}$ 为轴承阻尼; $\mathbf{k}_{ij}$ 为刚度矩阵; $\mathbf{U}_1$ 和 $\mathbf{U}_2$ 为水平和垂直方向上的节点位移 x_i 、 y_i 和偏转角 θ_{xi} 、 θ_{yi} 组成的向量; $\mathbf{Q}_{1c}$ 和 $\mathbf{Q}_{2c}$ 为不平衡力向量的余弦和正弦分量。

$$\begin{aligned} \mathbf{U}_1 &= \{x_1, \theta_{y1}, x_2, \theta_{y2}, \dots, x_N, \theta_{yN}\}^T \\ \mathbf{U}_2 &= \{y_1, -\theta_{x1}, y_2, -\theta_{x2}, \dots, y_N, -\theta_{xN}\}^T \end{aligned} \quad (2)$$

$$\mathbf{Q}_{1c} = \begin{Bmatrix} m_1 e_1 \cos \theta_1 \\ 0 \\ m_2 e_2 \cos \theta_2 \\ 0 \\ \dots \\ m_N e_N \cos \theta_N \\ 0 \end{Bmatrix}, \mathbf{Q}_{2c} = - \begin{Bmatrix} m_1 e_1 \sin \theta_1 \\ 0 \\ m_2 e_2 \sin \theta_2 \\ 0 \\ \dots \\ m_N e_N \sin \theta_N \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

式中, m_i 、 e_i 和 θ_i 分别为各节点质量(kg)、偏心距(m)和相位角(rad)。

设不平衡激励下系统稳态响应为:

$$\begin{aligned} \mathbf{U}_1 &= \mathbf{A}_1 \cos \Omega t - \mathbf{B}_1 \sin \Omega t \\ \mathbf{U}_2 &= \mathbf{A}_2 \cos \Omega t + \mathbf{B}_2 \sin \Omega t \end{aligned} \quad (4)$$

式中, $\mathbf{A}_1$ 和 $\mathbf{B}_1$ 为不平衡响应中余弦和正弦分量幅值。将式(4)代入式(1)~(3)后可得:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{T}_{11} & \mathbf{T}_{12} \\ \mathbf{T}_{21} & \mathbf{T}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{A}_1 \\ \mathbf{B}_1 \\ \mathbf{A}_2 \\ \mathbf{B}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega^2 \mathbf{Q}_{1c} + \mathbf{K}_1 \mathbf{r}_x \\ \omega^2 \mathbf{Q}_{2c} + \mathbf{K}_1 \mathbf{r}_y \\ \omega^2 \mathbf{Q}_{1c} + \mathbf{K}_1 \mathbf{r}_x \\ \omega^2 \mathbf{Q}_{2c} + \mathbf{K}_1 \mathbf{r}_y \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_{11} &= \begin{bmatrix} \mathbf{k}_{11} + \mathbf{K}_1 - \Omega^2 \mathbf{M}_1 & -\Omega \mathbf{c}_{11} \\ \Omega \mathbf{c}_{11} & \mathbf{k}_{11} + \mathbf{K}_1 - \Omega^2 \mathbf{M}_1 \end{bmatrix} \\ \mathbf{T}_{22} &= \begin{bmatrix} \mathbf{k}_{22} + \mathbf{K}_1 - \Omega^2 \mathbf{M}_1 & -\Omega \mathbf{c}_{22} \\ \Omega \mathbf{c}_{22} & \mathbf{k}_{22} + \mathbf{K}_1 - \Omega^2 \mathbf{M}_1 \end{bmatrix} \\ \mathbf{T}_{12} &= \begin{bmatrix} \Omega(\mathbf{c}_{12} + \mathbf{G}_1) & \mathbf{k}_{12} \\ -\mathbf{k}_{12} & \Omega(\mathbf{c}_{12} + \mathbf{G}_1) \end{bmatrix} \\ \mathbf{T}_{21} &= \begin{bmatrix} -\Omega(\mathbf{c}_{21} - \mathbf{G}_1) & -\mathbf{k}_{21} \\ \mathbf{k}_{21} & -\Omega(\mathbf{c}_{21} - \mathbf{G}_1) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5)$$

式(5)等号右边第1项为不平衡力影响, 第2项为转子弯曲影响。给定不平衡力和转子弯曲分布后, 可由式(5)求得系统振动响应。

1.2 轴颈表面温度分布计算模型

轴颈同步涡动轨迹模型如图2所示。以该模型为例进行分析, 在不平衡力作用下, 轴颈在滑动轴承内围绕静平衡位置 $\mathbf{Q}_j$ 以椭圆轨迹涡动。在轴颈和轴承之间的微小间隙内润滑油形成剪切流动。最大间隙和最小间隙处剪切流动效应不等, 导致轴颈截面出现温差。

图2中: O_b 为轴承中心; e_0 为轴颈静态偏心, m; φ_0 为偏位角, rad; e 为轴颈动态偏心, m; A 和 B 分别代表轴颈表面热点和冷点, 热不平衡力方向为冷点指向热点; $H_{\min}$ 为最小油膜厚度, m; U_T 和 U_m 分别为热不平衡量和机械不平衡量; λ 和 φ_u 分别为热不平衡量和机械不平衡量的相位角, rad; x_j 、 y_j 为水平和垂直方向上涡动位移, m。

涡动轨迹分为若干等分, 计算不同点处动态偏心率和偏心角, 由式(7)计算轴颈截面温差, 并得到涡动1周过程中平均温差及其角度; 4) 由式(11)计算发电机转子弯曲变形量。

2 计算参数

图4为所建立的发电机转子动力学分析模型, 图中曲线为发电机转子一阶模态振型曲线。表1为计算用到的主要参数。

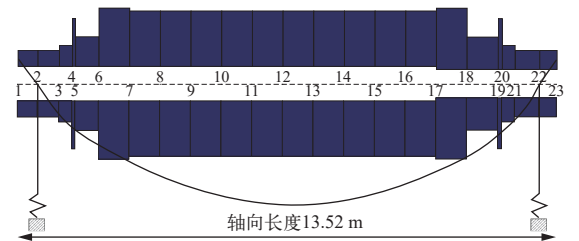


图4 发电机转子动力学分析模型
Fig. 4 Generator rotor dynamic analysis model

轴承刚度系数矩阵 K 和阻尼系数矩阵 C 如下:

$$K = \begin{bmatrix} 0.713\ 5 & -0.456\ 1 \\ 0.752\ 4 & 1.340\ 0 \end{bmatrix} \times 10^9\ (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$$
$$C = \begin{bmatrix} 0.263\ 7 & -0.004\ 8 \\ -0.004\ 8 & 0.599\ 7 \end{bmatrix} \times 10^7\ (\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1})$$

(14)

计算得到的发电机一阶和二阶临界转速分别为 1 180 r/min 和 3 290 r/min, 现场实测该型号发电机临界转速在 890~1 179 r/min 区间。本模型中未考虑汽轮发电机组弹簧基础, 临界转速虽略大

表 1 计算参数

Table 1 Parameters for calculation

参数	数值	参数	数值
油密度, kg/m ³	980	轴承半径间隙, mm	0.60
油比热容, J/(kg·K)	2 000	杨氏模量, Pa	2.1×10 ¹¹
热膨胀系数, °C ⁻¹	1.1×10 ⁻⁵	偏心率	0.50
轴承宽度, m	0.51	偏位角, (°)	30
油动力黏度, Pa·s	0.019 6	不平衡量, kg·m	1
轴颈半径, m	0.40	转动频率, Hz	25

于实测值, 但数值基本相当, 误差在可接受范围内。核电发电机组工作转速为 1 500 r/min, 该转速距离一阶临界转速较近, 距离二阶临界转速较远, 振动分析时需要重点考虑一阶模态的影响。在转子中部施加不平衡量, 可以模拟一阶振型影响。

3 润滑油剪切流动诱发不稳定振动分析

3.1 剪切流动引发轴颈截面温差分析

图5为偏心率、轴承间隙、润滑油黏度等参数对轴颈截面温差的影响。轴颈截面温差随着润滑油黏度的变化近似线性变化, 随着轴颈偏心率和轴承间隙的变化近似非线性变化。轴颈偏心率增大到一定程度、轴承间隙减小到一定程度后, 轴颈截面温差快速增长, 呈现典型的非线性特征。轴颈偏心率增大以及轴承间隙减小后, 同步涡动过程中动态偏心率增大, 最小油膜厚度减小, 轴承间隙内润滑剪切流动产生的热量增大, 导致截面温差增大。

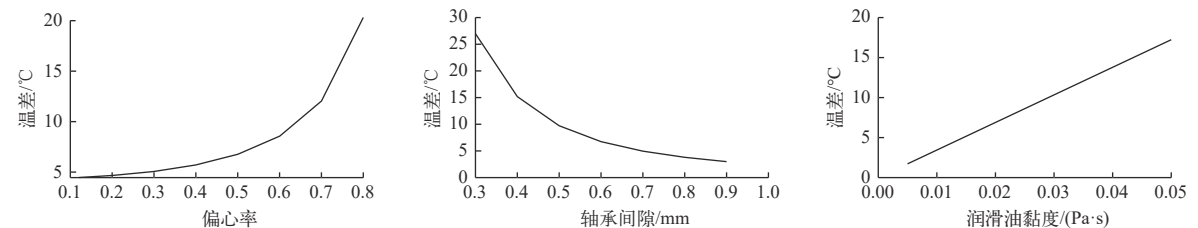


图5 轴颈截面温差影响因素分析
Fig. 5 Influence analysis of journal temperature difference

3.2 热弯曲引发振动量级分析

该转子总重 240 t, 工作频率 $f=25$ Hz, 参照发电机组动平衡精度 G2.5 等级标准, 允许的偏心距 e 为:

$$e = \frac{2.5}{2\pi f} = 15.9\ \mu\text{m}$$

(15)

允许的不平衡量为:

$$m \cdot e = 3.82\ \text{kg} \cdot \text{m}$$

(16)

针对核电机组特点, 表2给出了润滑油黏度、轴承间隙、偏心率、不平衡量等参数在合理范围内变化时轴颈截面温差值。在表2所列参数变化

范围内,不平衡量对轴颈截面温差的影响较小,而对偏心率和轴承间隙的影响较大。润滑油温降低后,动力黏度增大,也会导致轴颈温差增大。偏心率较大、轴承间隙较小以及润滑油温较低时,轴颈截面温差可达 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

表 2 典型状态下轴颈截面温差
Table 2 Temperature difference of journal section under typical condition

动力黏度/ (Pa·s)	半径间隙/ mm	偏心率	不平衡量/ (kg·m)	轴颈温差/ $^{\circ}\text{C}$
0.019 6	0.60	0.50	3.82	6.70
0.019 6	0.60	0.50	7.64	6.82
0.019 6	0.60	0.50	11.46	6.91
0.019 6	0.60	0.60	3.82	8.60
0.019 6	0.60	0.70	3.82	12.12
0.019 6	0.50	0.50	3.82	9.76
0.019 6	0.40	0.50	3.82	15.30
0.024 5	0.60	0.50	3.82	8.46
0.029 4	0.60	0.50	3.82	10.16

由式(11)可知,轴颈截面温差 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 产生的转轴中部弯曲变形为 $17.88\text{ }\mu\text{m}$ 。

图 6 示出了发电机启动升速经过一阶临界转速过程中该热弯曲量引发的 x 向和 y 向振动随转动频率的变化。为了评估该热弯曲量对振动的影响,图中同时给出了在转子中部加重 $4.5\text{ kg}\cdot\text{m}$ 所激发的振动随转动频率的变化趋势。可见,轴颈截面 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 温度差所激发的振动和转子中部加重 $4.5\text{ kg}\cdot\text{m}$ 相当。激振力和 G2.5 等级不平衡量相当,其对振动的影响不可忽略。

3.3 热弯曲引发振动周期性波动验证及分析

图 7 为某核电厂发电机组上发生的周期性波

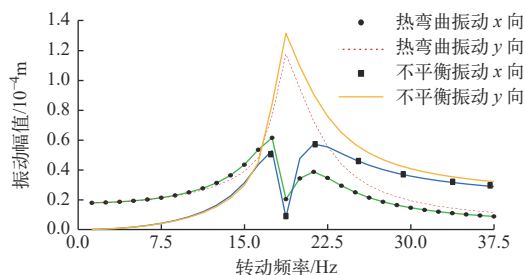


图 6 热弯曲和不平衡力激发振动随转速变化

Fig. 6 Changes of vibration excited by thermal bending and unbalanced force with rotational speed

动现象^[4]。该例在核电站具有一定的代表性。振动信号总振动(通频)幅值在 $70\sim 97\text{ }\mu\text{m}$ 之间波动,1X(工频)幅值在 $63\sim 91\text{ }\mu\text{m}$ 之间波动。相位在 $229^{\circ}\sim 255^{\circ}$ 之间波动,波动角度约为 36° 。文献[4]中提到,提高润滑油温有助于缓解振动周期性波动。对同型号的另一台机组开展的调节润滑油温缓解振动周期性波动工程试验结果如下: $43\text{ }^{\circ}\text{C}$, $36\text{ }\mu\text{m}$; $44\text{ }^{\circ}\text{C}$, $23\text{ }\mu\text{m}$; $45\text{ }^{\circ}\text{C}$, $17\text{ }\mu\text{m}$; $46\text{ }^{\circ}\text{C}$, $>10\text{ }\mu\text{m}$ 。工程试验中,将润滑油供油温度从 $43\text{ }^{\circ}\text{C}$ 调至 $46\text{ }^{\circ}\text{C}$,振动周期性波动幅度由 $36\text{ }\mu\text{m}$ 降至 $10\text{ }\mu\text{m}$ 。根据工程实践验证结果,并对比文献[4],可见振动波动幅度和润滑油温确实有关,与本文的分析结果一致。由此可见,本文建立的润滑油剪切流动对周期性振动波动的理论分析方法正确,可用于后续该问题分析指导。

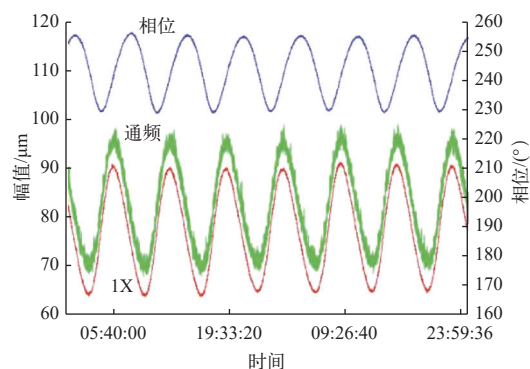


图 7 某发电机组上振动周期性波动现象

Fig. 7 Periodic vibration fluctuation on a generator unit

图 8 为润滑油剪切流动引发振动周期性波动机理分析。分析时认为,热不平衡角度取决于涡动轨迹,而涡动轨迹取决于作用在转子上的不平衡力。定转速运行时,热不平衡角度和不平衡力之间的夹角在整个波动过程中不变。

设转子上原始不平衡力为 U_m , 对应的轴心轨迹为轨迹 0。在同步涡动轨迹 0 的作用下产生热不平衡量 U_{t1} , U_{t1} 和 U_m 合成后得到不平衡量 U_1 , 形成新的轨迹 1 和新的热不平衡量 U_{t2} 。 U_1 相对于 U_0 顺转动方向移动, U_{t2} 相对于 U_{t1} 也顺转动方向移动。 U_2 幅值大于 U_1 , U_{t2} 幅值同样大于 U_{t1} 。如此反复,润滑油剪切流动产生了旋转热不平衡量 $U_{t1}, U_{t2}, U_{t3}, \dots$ 。热不平衡量与初始不平衡合成后,形成如图 7 所示的不平衡力的周期性波动,进而导致振动的周期性波动。

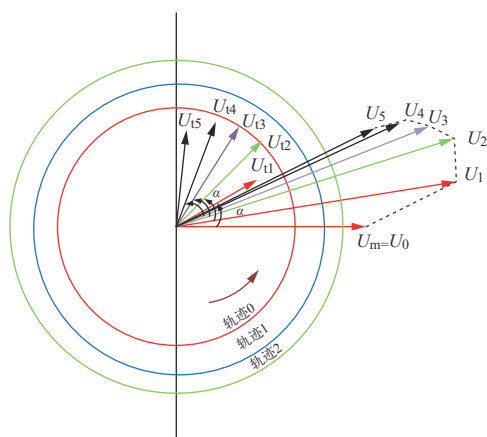


图8 热弯曲引发的周期性振动波动矢量分析

Fig. 8 Analysis of periodic vibration fluctuation vector caused by thermal bending

为了减小周期性振动波动, 需要降低轴颈截面上的温差。适当增大轴承间隙, 提高润滑油温, 减小轴颈偏心率以及减小初始不平衡量, 可以在不同程度上起到缓解周期性振动波动的作用。增大轴颈偏心率是工程上经常采用的减振措施。该方法虽然可以提高轴承油膜刚度、降低振动, 但增大偏心率也会导致轴颈截面温差增加, 有可能产生旋转性不平衡, 引发周期性振动波动现象。

4 结论

本文考虑润滑油剪切流动带来的热效应影响, 建立了轴颈截面温差、转轴热弯曲以及弯曲/不平衡耦合振动响应求解模型, 研究了核电发电机组上发生的不稳定振动现象, 得到如下结论。

1) 润滑油在滑动轴承间隙内剪切流动会导致轴颈截面温差, 温差与润滑油黏度、轴承间隙、偏心率和不平衡力等因素有关。减小润滑油黏度、增大轴承间隙、减小偏心率和不平衡量可以减小温差。

2) 在核电机组轴承参数合理范围内, 温差会达到 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, 其对振动的影响相当于发电机转轴上 G2.5 级不平衡量的影响。

3) 轴颈截面温差会产生旋转性不平衡量, 和原始不平衡量合成后, 导致振动波动。

本文方法可用于核电机组轴承内润滑油剪切流动现象分析, 预测机组上发生的热不稳定振动。

参考文献:

[1] 张卫军, 张恒, 胡启龙, 等. Arabelle 型核电机组典型振动故障分析与处理对策[J]. 热力发电, 2022, 51(12):

172-178.

ZHANG Weijun, ZHANG Heng, HU Qilong, et al. Analysis and treatment measures for typical vibration faults of Arabelle nuclear power turbo-generator unit[J]. Thermal Power Generation, 2022, 51(12): 172-178(in Chinese).

[2] 杨璋, 尹小波, 舒相挺. 某型核能汽轮发电机组轴系振动的稳定性分析及动平衡治理[J]. 热力发电, 2022, 51(5): 121-126.

YANG Zhang, YIN Xiaobo, SHU Xiangting. Stability analysis and dynamic balance treatment of shafting vibration in a nuclear steam turbine generator unit[J]. Thermal Power Generation, 2022, 51(5): 121-126(in Chinese).

[3] 何斌, 杨璋, 李诚. 核电汽轮发电机组轴振周期性变化故障分析处理[J]. 东方汽轮机, 2021(3): 68-73.

HE Bin, YANG Zhang, LI Cheng. Analysis and treatment of periodically fluctuating vibration of nuclear power steam turbine generator unit[J]. Dongfang Turbine, 2021(3): 68-73(in Chinese).

[4] 李振, 王洪凯, 何明圆, 等. 核电汽轮机组周期性振动报警分析及处理[J]. 原子能科学技术, 2021, 55(增刊): 350-357.

LI Zhen, WANG Hongkai, HE Mingyuan, et al. Analysis and treatment of periodic vibration alarm of nuclear power steam turbine unit[J]. Atomic Energy Science and Technology, 2021, 55(Suppl.): 350-357(in Chinese).

[5] 王乃斌, 王俊山, 徐威, 等. 汽轮发电机组轴系周期性振动分析及处理[J]. 汽轮机技术, 2017, 59(4): 313-315.

WANG Naibin, WANG Junshan, XU Wei, et al. Analysis and treatment on cyclical vibration of steam turbine[J]. Turbine Technology, 2017, 59(4): 313-315(in Chinese).

[6] 李振, 陈慧慧, 王洪凯, 等. 三代核电 1 000 MW 级汽轮机摩擦振动故障研究[J]. 原子能科学技术, 2022, 56(增刊): 171-178.

LI Zhen, CHEN Huihui, WANG Hongkai, et al. Study on friction and vibration fault of 1 000 MW turbine in third generation nuclear power plant[J]. Atomic Energy Science and Technology, 2022, 56(Suppl.): 171-178(in Chinese).

[7] 张文涛, 夏亚磊, 李勇, 等. 汽轮发电机密封瓦引发的不稳定振动分析[J]. 动力工程学报, 2020, 40(7): 549-555.

ZHANG Wentao, XIA Yalei, LI Yong, et al. Analysis on sealing bush caused unstable vibration in a turbo-generator set[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2020, 40(7): 549-555(in Chinese).

[8] GU L. A review of Morton effect: From theory to industrial practice[J]. Tribology Transactions, 2018, 61(2):

- 381-391.
- [9] MARSCHER W D, ILLIS B. Journal bearing “Morton effect” cause of cyclic vibration in compressors[J]. *Tribology Transactions*, 2007, 50(1): 104-113.
- [10] de JONGH F M, MORTON P G. The synchronous instability of a compressor rotor due to bearing journal differential heating[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1996, 118(4): 816-824.
- [11] LARSSON B. Journal asymmetric heating, Part I: Non-stationary bow[J]. *Journal of Tribology*, 1999, 121(1): 157-163.
- [12] TONG X, PALAZZOLO A. Measurement and prediction of the journal circumferential temperature distribution for the rotordynamic Morton effect[J]. *Journal of Tribology*, 2018, 140(3): 031702.
- [13] 何文强, 田永伟, 杨建刚. 滑动轴承轴颈温度分布及其对振动的影响[J]. *动力工程学报*, 2015, 35(6): 451-456.
HE Wenqiang, TIAN Yongwei, YANG Jiangang. Influence of journal temperature difference on vibration of the sliding bearing[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2015, 35(6): 451-456(in Chinese).
- [14] 胡启龙, 何文强, 管文生, 等. 滑动轴承内轴颈涡动引发的热效应分析[J]. *热能动力工程*, 2020, 35(9): 22-28.
HU Qilong, HE Wenqiang, GUAN Wensheng, et al. Analysis on thermal effect caused by journal whirl in sliding bearing[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2020, 35(9): 22-28(in Chinese).
- [15] SUH J, PALAZZOLO A. Three-dimensional thermohydrodynamic Morton effect simulation, Part I: Theoretical model[J]. *Journal of Tribology*, 2014, 136(3): 031706.
- [16] SUH J, PALAZZOLO A. Three-dimensional thermohydrodynamic Morton effect analysis, Part II: Parametric studies[J]. *Journal of Tribology*, 2014, 136(3): 031707.
- [17] GUO Z, KIRK G. Morton effect induced synchronous instability in mid-span rotor-bearing systems, Part 2: Models and simulations[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2011, 133(6): 061006.
- [18] FAULKNER H B, STRONG W F, KIRK R G. Thermally induced synchronous instability of a radial inflow overhung turbine: Part I [C]//*Proceedings of ASME 1997 Design Engineering Technical Conferences*. USA: ASME, 2021.
- [19] PANARA D, BALDASSARRE L, GRIFFIN D, et al. Numerical prediction and experimental validation of rotor thermal instability[C]//*44th Turbomachinery & 31st Pump Symposia*. Houston, Texas: [s. n.], 2015.
- [20] KIRK R G, GUO Z, BALBAHADUR A C. Synchronous thermal instability prediction for overhung rotors[C]//*Proceedings of the 32nd Turbomachinery Symposium*. Houston, Texas: [s. n.], 2003.
- [21] 季平, 徐自力, 杨毅, 等. 莫顿效应及对外伸端转子振动的影响[C]//*第10届全国转子动力学学术讨论会(ROT-DYN'2012)论文集*. 南京: 中国振动工程学会, 2012.
- [22] 廖位兵, 刘白兰, 余沛垌, 等. 汽轮机联轴器外伸端的热稳定性研究[J]. *机电工程*, 2015, 32(8): 1080-1083, 1109.
LIAO Weibing, LIU Bailan, YU Peijiong, et al. Thermal instability for overhung of steam turbine rotor[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2015, 32(8): 1080-1083, 1109(in Chinese).